

ANÁLISIS DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN CON TURBOGRUPOS DE GAS Y CALDERAS DE RECUPERACIÓN DE UNA PRESIÓN

A. Fushimi⁽¹⁾, L. Zárate⁽²⁾, M. Moreda⁽³⁾, M. Hall⁽³⁾, M. Gomez⁽³⁾

Tycsalp. Calle 45 N° 531 T III 5° D, La Plata, PBA, Tel/Fax: 0221 489 3285. E-mail: tycsalp@gmail.com
Tycsa, Depto. Ingeniería. M.Arbel 3700, 9 de Abril, Pdo E.Echeverría, PBA. Argentina.

RESUMEN: La calidad de los sistemas integrados que producen dos vectores de calidades heterogéneas, con vista a una comparación entre ellas requiere de indicadores cualitativos, los que se reseñan brevemente. A partir del desarrollo de la turbina de gas (TG) como planta motriz para generación termoeléctrica, y acorde a las enseñanzas de la termodinámica, este tipo de unidades se ha constituido en la máquina térmica más adecuada como topping de los ciclos térmicos de cogeneración, los que pueden ser formulados con diferentes niveles de complejidad, calidad, y costo. La especificidad de estos proyectos da origen a diferentes esquemas conceptuales, de los que en el presente trabajo se ha seleccionado el más simple, con caldera de recuperación (HRSG) de una única presión de vapor. A través de su modelización y corridas es posible determinar sus performances, y con ellas encontrar los caminos que conduzcan a mejores soluciones para el caso en análisis con importantes conclusiones.

Palabras clave: Cogeneración, CHP (Combined Heat and Power), Indicadores cualitativos, Sistema (TG +HRSG) de una presión, Eficiencia energética.

INTRODUCCIÓN

Los indicadores cualitativos resultan generalmente del cociente de dos magnitudes del ciclo, el rendimiento térmico es el clásico para medir la eficiencia de un sistema que produce un vector energético (sólo electricidad, o sólo calor), y se define como la relación entre lo que se obtiene, y lo que hubo que insumir para ello, en unidades homogéneas.

En la bibliografía se encuentran extensiones de tal concepto para sistemas como los de cogeneración en los que se considera como “lo que se produce” la suma de la energía en la forma de electricidad y de calor útil, y como “insumos” a la energía en la forma del poder calorífico del combustible utilizado. Pero esta definición de “rendimiento global” es impropio dado que lo producido se define como la suma de dos magnitudes cualitativamente diferentes por lo que no son sumables, y porque no dan una idea precisa de la calidad del sistema. En efecto, si en un sistema que insume 100 unidades de energía y decimos que tiene un rendimiento del 70%, habrán infinitos sistemas cuya suma (cantidad de electricidad + cantidad de calor útil) de por resultado 70 unidades de energía, variando la cantidad de electricidad de 0 a 70 unidades, mientras la cantidad de calor varía entre 70 a 0 unidades de energía. En el primer caso se estará refiriendo al caso límite de una caldera o unidad similar que produce solo un vector calórico, para el que un rendimiento del 70% es pobre. Pero el extremo opuesto es, al menos por el momento, un rendimiento imposible de lograr con las máquinas térmicas actuales. Es claro pues, que el rendimiento térmico global no define la calidad de un sistema térmico que produce dos vectores cualitativamente heterogéneos, y que su utilización en la comparación de las calidades de dos sistemas puede llevar a conclusiones erróneas. Otros indicadores como el “Rendimiento FERC o PURPA”, el “Fuel Chargeable to Power”, el “Rendimiento eléctrico de la cogeneración”, son cuestionables, por lo que en el presente trabajo utilizamos el “rendimiento FI”, que se correlaciona con el “ahorro de recursos” que produce la instalación de cogeneración (Fushimi, 1993, 1999).

Si llamamos, para una misma producción de calor Q_{util} :

Q_{util} = Calor útil demandado, a satisfacer por una unidad convencional, o por una de cogeneración.

W_{mec} = Trabajo mecánico cogenerado.

C^{COG} = Energía del combustible insumido por el sistema de cogeneración, que produce $W_{\text{mec}} + Q_{\text{util}}$

η^{FtP} = Rendimiento de la conversión Fuel to Power de referencia (unidad convencional)

η^{FtH} = Rendimiento de la conversión Fuel to Heat de referencia. (unidad convencional)

El rendimiento FI es:

¹ Profesor de la Maestría en Gestión de la Energía (UNLA-CNEA). Director de pasantes Convenio UNLP TYCSA. Miembro titular de la Academia de la Ingeniería de la P.B.A.

² Profesionales Dto. Ingeniería TYC SA.

³. Pasantes

$$\eta_{FI} = \frac{W_{mec} + \frac{\eta_{FIH}}{\eta_{FIH}} \cdot Q_{util}}{C^{COG}} \quad (1)$$

Y el ahorro de recursos, $A_{Rec} (\%)$

$$A_{Rec} (\%) = \left(1 - \frac{\eta_{FIH}}{\eta_{FI}} \right) \times 100 \quad (2)$$

El rendimiento de la transformación “Fuel to Heat” es el de la caldera a ser reemplazada por el sistema de cogeneración, y su valor es conocido o puede ser adoptado. En un proyecto de planta nueva (“grass roots”) en el que el equipamiento debe ser decidido, será el correspondiente al equipo que se adoptaría si no se hiciera la planta de cogeneración. Si se tratara de un valor de corte de una regulación, debería ser decidido en función del interés político de mejorar la eficiencia energética y ambiental. Si, como sucede en los Países Europeos, se las trata de promocionar, sería racional otorgar promociones proporcionales a la calidad de los sistemas que se propongan, en términos de ahorro de recursos.

En cuanto al rendimiento de la transformación “Fuel to Power”, será el correspondiente al de la unidad de generación del sistema del servicio público que resulte desplazado por la energía producida por el sistema de cogeneración, incluyendo las pérdidas eléctricas por transmisión, transformación, etc. hasta el punto de suministro.

En la evaluación de la calidad de un sistema, ambos rendimientos de referencia son valores externos al mismo, por lo que se los consideran constantes, y el η_{FI} depende sólo de las performances del sistema: W_{mec} , Q_{util} , y C^{COG} que el modelo calcula para cada alternativa considerada de interés. Si todos los datos de interés de cada una de las alternativas se organizan en una fila de la tabla Resumen (habrán tantas filas como número de alternativas), y dicha tabla se ordena en sentido decreciente o creciente de los valores de la columna en los que se encuentran los rendimientos FI, la tabla así ordenada dará un orden de mérito o demérito de las alternativas, con los valores que permiten interpretar los resultados obtenidos, y en esta forma generar los conceptos o criterios aplicables en la búsqueda de mejores soluciones. Acorde a nuestra experiencia, es conveniente tener además impreso el diagrama que el modelo presenta para cada caso, que contiene todos los parámetros termodinámicos intensivos y extensivos en los puntos singulares del ciclo, los que ayudan a la interpretación de los fenómenos que ocurren en las alternativas que se analizan. En el presente trabajo, desarrollamos un ejemplo en el que se analizan las soluciones alternativas a un sistema de cogeneración con turbina de gas y caldera de recuperación de una única presión, para un caso ficticio.

Sistema de cogeneración TG + HRSG de una presión.

Se considerarán los siguientes datos básicos de la aplicación:

Se supone que las demandas calóricas de la aplicación tienen las siguientes características:		
Vapor de MP (8 bar saturado)		7500 kg/h = 2.08 kg/s
Vapor de BP (3.5 bar, saturado)		50000 kg/h = 13.89 kg/s
Condensado retornado:	90°C	50% del caudal de vapor
Make up	20°C	Condensado no retornado + purgas.
Generación eléctrica:	Lo que sea posible generar acorde al sistema que se proponga, neto a exportar.	
Combustible a utilizar:	Gas natural por redes, 15 bar de presión, 8400 kcal/m ³ de PCI.	

Sistema convencional

La solución convencional consiste en la instalación de una caldera convencional de una capacidad de generación de vapor saturado de MP que genere todo el vapor requerido por la aplicación, obteniéndose el vapor de BP por expansión isoentálpica en válvula reductora de presión, seguida de un sobrecalentamiento, instalación conocida como “let down station”.

Siendo las propiedades termodinámicas del vapor requerido:

En MP:	Presión = 8 bar.	Temperatura = 170.5°C	Entalpía = 2767.7 kJ/kg.
En BP:	Presión = 3.5 bar	Temperatura = 138.9°C	Entalpía = 2731.7 kJ/kg

De la diferencia de entalpía de ambas corrientes de vapor, resulta que es necesario para saturar al vapor a la salida de la válvula reductora de presión, una inyección de 1.57% de agua a una temperatura de 113°C, por lo que para 1 kg/h de vapor saturado de BP, se requieren 0.9843 kg/h de vapor saturado de MP. Esto implica una reducción de unos 800 kg/h en el aporte de vapor de MP para atender los requerimientos de vapor de BP, lo que es parcialmente compensado por el calor necesario para el calentamiento del agua de inyección en el sobrecalentador. En consecuencia, no siendo una cantidad significativa, y no requiriendo una estricta rigurosidad para este caso, se decide no considerar este efecto en el balance de la caldera.

Los flujos de masa y energía que el agua debe recibir para generar el vapor de MP necesario son:

Vapor total de MP a generar:	7500 + 50000 = 57500 kg/h = 15.97 kg/s
Entalpía del vapor generado:	15.97 x 2767.7 = 44206,3 kW

Entalpía del BFW:	$55 \times 4.1868 \times 15.97 = 3677,5 \text{ kW}$
Calor aportado al agua:	$44206.3 - 3677.5 = 40,53 \text{ MW}$
Calor aportado por el combustible	$40.53 / 0.82 = 50.66 \text{ MW}$ para un rendimiento de caldera del 80%
Caudal de combustible:	$50.66 \times 860 / 8400 = 5.19 \text{ Dm}^3 / \text{h} = 5187 \text{ m}^3 / \text{h}$, gas de 8400 PCI.

Con este gasto de combustible se obtiene el vapor saturado de MP y BP, requerido por la Planta para sus usos calóricos, y nada de electricidad. Es un aprovechamiento monopropósito de la energía del combustible, cuya ineficiencia es evidente. El calor perdido por las purgas del domo y otras pérdidas menores, se encuentran consideradas en el rendimiento de la unidad.

Este sistema permite, mediante la turbina de gas, reemplazar una parte sustancial de la destrucción de exergía que ocurre en la caldera convencional, por trabajo mecánico que el sistema de cogeneración transfiere a los alrededores como energía en la forma de electricidad. Acorde con el primer principio de la termodinámica (principio de conservación de la energía), si a la turbina de gas (TG) cuyo rendimiento global es η , se le ingresan 100 MW de energía en la forma de PCI de un combustible, η MW saldrán como electricidad, quedando $(1 - \eta)$ MW de energía en la forma de calor en los gases de escape, cuya temperatura en las unidades disponibles en el mercado está en el intervalo de 400 a 600°C en la mayoría de los casos. En sistemas de cogeneración, el calor de estos gases calientes puede ser transferido al agua en calderas de recuperación (HRSG), para generar vapor sobrecalentado de presiones superiores a 100 bar en ciclos combinados modernos, o a presiones y temperaturas mas moderadas en las aplicaciones industriales. En el caso que hemos definido, con parámetros bajos (vapor saturado de 8 y 3,5 bar). Siendo la temperatura de los gases del orden de 500°C y la del vapor de 170 y 139 °C, resulta que es posible generar mayor cantidad de vapor en 3,5 bar que en 8 bar aunque en ambos casos existe un diferencial de temperaturas grande que, si bien es menor que lo que ocurre en una caldera convencional, es todavía excesivo en términos de diferenciales razonables para la transferencia de calor. Si las cantidades de energía involucradas lo justificaran, se podría generar vapor de parámetros más altos con vistas a intercalar una turbina de vapor para aumentar la producción marginal de electricidad del sistema, en cuyo caso el sistema sería de cogeneración con ciclo combinado, a ser tratado en otro trabajo.

Para el presente caso, (HRSG de una presión), para analizar las diferentes opciones disponibles de sistemas con las cuales poder encontrar las que mejor satisfagan las necesidades de los inversores y operadores de este Proyecto, se confeccionó un modelo de diseño con el esquema conceptual más simple y de menor monto de inversión, consistente en una turbina de gas cuyo calor de escape a altas temperaturas se destinan a la generación de vapor saturado por recuperación de calor en un HRSG (heat recovery steam generator), en el presente caso de vapor saturado de 8 bar de presión, obteniéndose el vapor de BP a partir del de MP como en el caso anterior, mediante un “let down station”, despreciándose los efectos de la inyección de agua en el desobrecalentador (DSH) y otros detalles menores.

Como esquema conceptual se ha adoptado el siguiente:

- a) Turbogrupos de gas: Se han considerado los turbogrupos existentes en el mercado, con sus características acorde a las dadas por el GTW Handbook en condiciones ISO, y corregidas para las condiciones promedio asumidas:

Temperatura ambiente:	15°C
Altura del sitio sobre nivel del mar:	60 m
Contrapresión de escape:	20 mbar

mediante correlaciones genéricas que corrigen las performances ISO a las condiciones locales. Las características de los turbogrupos se ingresan al modelo mediante un número de menú que individualiza a la máquina.

- b) Los gases de combustión se envían al HRSG, pasando previamente por la sección de los combustores suplementarios, los que pueden estar operando o no según el caso considerado, para aumentar la temperatura de los gases hasta el nivel necesario. La combustión suplementaria se controla en el modelo introduciendo el valor de la temperatura con que se desea que los gases ingresen al HRSG. El modelo procesa a partir de esta temperatura los balances del HRSG, los que se visualizan en el perfil de temperaturas que se muestra como parte del modelo. Lógicamente esta temperatura no puede ser menor que la temperatura de salida de gases de la turbina de gas, ni mayor a un valor del orden de los 900°C por encima del cual existe el riesgo de sobre-temperaturas en los extremos de las aletas de los tubos con posibles daños asociados.
- c) En el HRSG los gases atraviesan los paquetes de transferencia térmica en la siguiente secuencia, en el sentido de circulación de los mismos:

Vaporizador de MP (8 bar)	(VAP MP)
Economizador de MP (8 bar)	(ECO MP)
Pre calentador de BFW	(PHTR BFW)

Y una vez transferido el calor transferible, salen por la chimenea a una temperatura que se intenta minimizar en lo razonablemente posible para maximizar la recuperación.

- d) Se genera vapor sólo en una presión, MP = 8 bar. El vapor de 3.5 bar se obtiene por laminación del vapor de MP. Por lo mencionado arriba, sería posible prescindir del desobrecalentador. El distribuidor de vapor de BP entregará a las utilidades de vapor de BP un vapor levemente sobrecalentado.
- e)

Modelo simplificado de evaluación de alternativas con HRSG de una presión

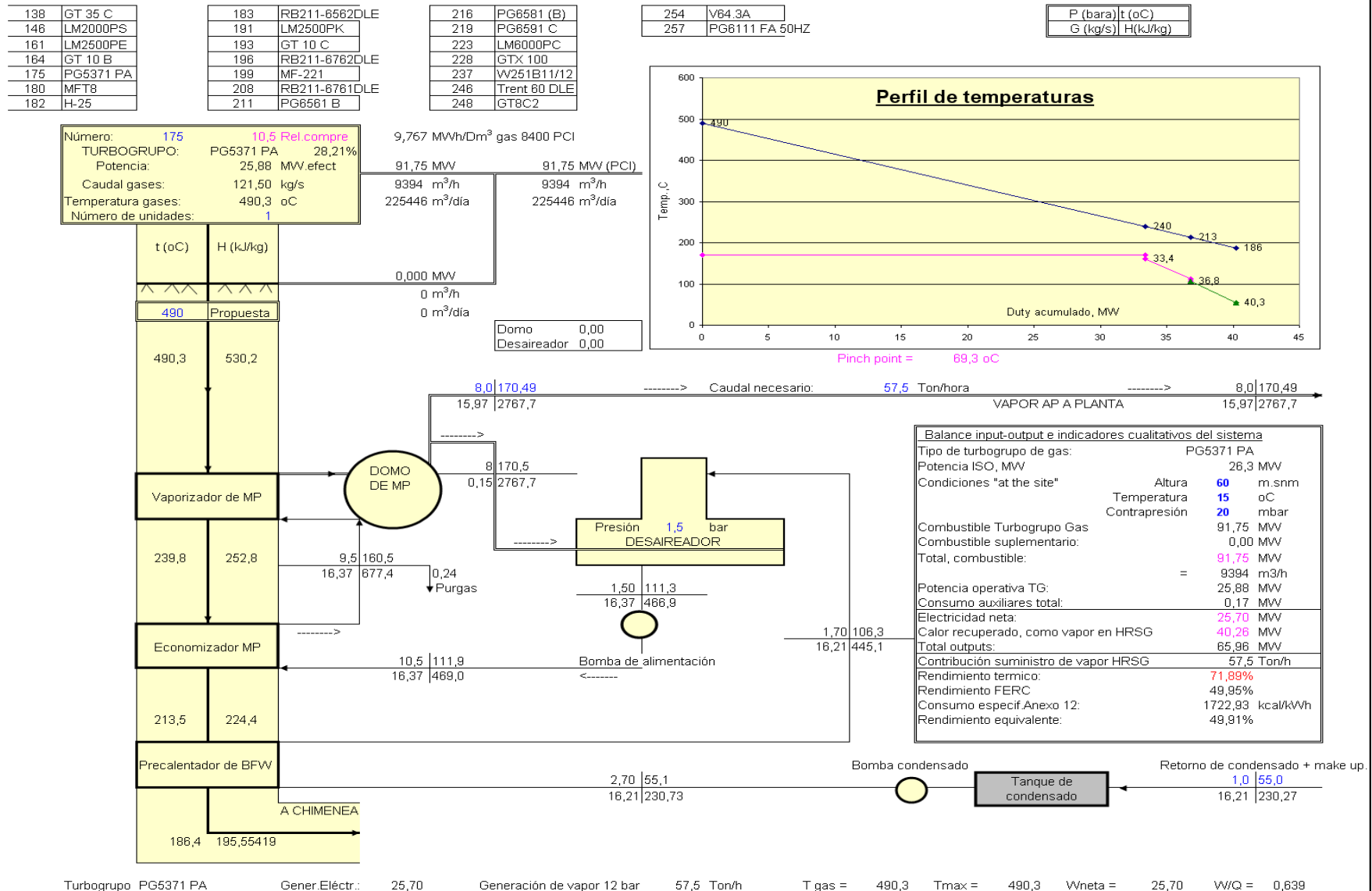


Figura 1: Diagrama térmico de un sistema de cogeneración con TG y HRSG de una presión

TG Número	G vapor Ton/h	Cantid Unidades	Turbogrup Tipo	Rel. Compr TG	Costo Espec U\$/kWh	W total neta MW	Q total neta MW	Cons. Espec kcal/kWh	Gases, total kg/s	T gases C	T máx C	Caudales de gas natural, MW			Pinch C	T chimen C	Rendimientos			
												TG	Quemad.	Total			Eléctrico	Total	FI	Ahorro
138	57,5	1	GT 35 C	12	353	16,60	40,26	2695,8	91,57	377,3	540,0	52,43	16,83	69,26	37,9	136,9	31,90%	82,09%	49,4%	29,1%
161	57,5	1	LM2500PE	16,5	ND	22,53	40,26	2553,4	65,92	467,3	680	67,37	16,22	83,59	56,5	127,8	33,68%	75,11%	48,0%	27,1%
164	57,5	1	GT 10 B	14	303	24,21	40,26	2539,2	79,78	546,2	600,0	71,96	4,97	76,93	51,8	140,4	33,87%	83,79%	54,4%	35,6%
175	57,5	1	PG5371 PA	10,5	ND	25,70	40,26	3049,0	121,50	490,3	490,3	91,75	0,00	91,75	69,3	186,4	28,21%	71,89%	47,2%	25,9%
175	66	1	PG5371 PA	10,5	ND	25,70	46,21	3049,0	121,50	490,3	490,3	91,75	0,00	91,75	31,1	139,7	28,21%	78,37%	50,0%	30,1%
180	57,5	1	MFT8	21	ND	26,17	40,26	2242,9	85,50	466,8	560,0	68,73	9,11	77,83	34,9	128,8	38,34%	85,35%	56,3%	37,8%
182	57,5	1	H-25	14,7	265	26,88	40,26	2567,7	87,30	558,5	558,5	80,79	0,00	80,79	40,9	136,4	33,49%	83,10%	55,1%	36,4%
183	57,5	1	RB211-6562DLE	20,8	314	26,90	40,26	2394,2	80,90	503,1	540,0	75,39	3,84	79,23	35,3	133,7	35,92%	84,76%	56,2%	37,7%
193	57,5	1	GT 10 C	18	292	28,41	40,26	2410,7	90,45	521,0	540,0	80,16	1,97	82,13	33,6	131,6	35,67%	83,60%	56,0%	37,5%
196	57,5	1	RB211-6762DLE	21,5	335	28,84	40,26	2302,7	94,95	496,4	525,0	77,72	3,10	80,82	34,0	135,5	37,35%	85,49%	57,5%	39,1%
199	57,5	1	MF-221	15	333	29,33	40,26	2713,4	107,10	536,1	536,1	93,14	0,00	93,14	83,3	193,3	31,69%	74,71%	50,4%	30,6%
199	67	1	MF-221	15	333	29,32	46,91	2713,4	107,10	536,1	536,1	93,14	0,00	93,14	34,9	134,2	31,69%	81,84%	53,5%	34,6%
208	57,5	1	RB211-6761DLE	21,5	330	31,40	40,26	2207,3	93,60	506,5	530,0	81,12	2,52	83,64	34,6	135,1	38,96%	85,67%	58,6%	40,3%
211	57,5	1	PG6561 B	12	255	38,75	40,26	2723,5	143,10	535,0	535,0	123,46	0,00	123,46	154,8	280,8	31,58%	63,99%	45,6%	23,3%
211	90	1	PG6561 B	12	255	38,72	63,01	2723,5	143,10	535,0	535,0	123,46	0,00	123,46	31,9	130,7	31,58%	82,39%	53,7%	34,8%
216	57,5	1	PG6561 (B)	12,2	ND	41,17	40,26	2706,2	139,95	551,2	551,2	130,36	0,00	130,36	166,9	292,0	31,78%	62,46%	45,1%	22,4%
216	92	1	PG6561 (B)	12,2	ND	41,15	64,41	2706,2	139,95	551,2	551,2	130,36	0,00	130,36	33,7	129,3	31,78%	80,97%	53,2%	34,2%
219	57,5	1	PG6561 C	19	ND	41,37	40,26	2392,9	116,10	577,5	577,5	115,82	0,00	115,82	149,5	265,1	35,94%	70,48%	50,9%	31,3%
223	57,5	1	LM6000PC	29,2	ND	41,95	40,26	2078,4	127,57	438,8	438,8	101,99	0,00	101,99	27,4	146,6	41,38%	80,60%	58,4%	40,1%
223	70	1	LM6000PC	29,2	ND	41,94	49,01	2078,4	127,57	438,8	490,0	101,99	7,38	109,38	27,8	135,8	41,38%	83,15%	57,9%	39,6%
223	80	1	LM6000PC	29,2	ND	41,93	56,01	2078,4	127,57	438,8	535,0	101,99	13,94	115,94	32,9	132,0	41,38%	84,47%	57,3%	38,9%

Tabla 1: Resultados de las corridas del modelo de cogeneración simple de una presión en el orden en que se corrieron (parcial y sin ordenar por mérito)

Columna 1	Número identificador del turbogruppo de gas
Columna 2	Caudal de vapor a producir, Ton/h
Columna 3	Cantidad de unidades TG del sistema
Columna 4	Tipo de TG adoptado en la corrida
Columna 5	Relación de compresión de la TG (presión del gas)
Columna 6	Costo específico del turbogruppo, U\$/kWh
Columna 7	Potencia eléctrica neta suministrada, MW
Columna 8	Calor total neto suministrado, MW
Columna 9	Consumo específico de la TG, kcal/kWh
Columna 10	Caudal de gases de escape de la TG, kg/s
Columna 11	Temperatura de los gases de escape, C

Tabla 2: identificación de los valores tabulados

Columna 12	Temperatura máxima de gases, postcombustión
Columna 13	Ingreso de energía al sistema como PCI, MW
Columna 14	Ingreso de energía al postcombustor, MW
Columna 15	Ingreso total de energía primaria, MW
Columna 16	Pinch point, del HRSG, C
Columna 17	Temperatura de gases a chimenea, C
Columna 18	Rendimiento eléctrico de la TG, %
Columna 19	Rendimiento térmico global del sistema, %
Columna 20	Rendimiento FI, %
Columna 21	Ahorro de recursos, %

En la *Figura 1* se presenta el diagrama del modelo cuyo esquema conceptual es el descripto, corrido para la unidad PG 5371 PA en la condición “unfired” o sea sin combustión suplementaria. Tratándose de un modelo de diseño, todos los datos del diagrama corresponden al diseño nominal del sistema, que queda establecida en la forma explicitada.

El desaireador usa vapor de BP o MP, para calentar el agua a desairear a una temperatura del orden de 111.3°C. El agua (mezcla de condensado y agua fría de make up se precalienta en el PHTR hasta una temperatura idealmente de 111.3°C, en el presente caso se ha supuesto un approach point de 5°C para dotarlo de un margen operativo para evitar la posibilidad de que exista vaporización en el PHTR en ciertas condiciones operativas.

Los resultados del sistema dados por el modelo derivan de los cálculos termodinámicos y balances convencionales realizados en hoja de cálculo con las facilidades que ofrece, por ejemplo de recurrir a las funciones lógicas a efecto de reproducir los procesos y las transformaciones en la forma en que deben producirse. Las performances principales del sistema se dan en el cuadro que se encuentra en la parte inferior derecha del diagrama. Para el caso presentado del turbogruppo PG 5371 PA son:

Generación eléctrica neta:	25,7 MW
Generación de vapor:	40,3 MW, o 57.5 Ton/h, vapor saturado de 8 bar
Consumo de combustible:	91,75 MW, o 9394 m ³ / h de gas de 8400 PCI

Rendimiento térmico global:

$$\eta_{\text{term.global}} = \frac{25.7 + 40.3}{91.75} = 71.9\% \quad (3)$$

Este rendimiento térmico global, si bien es cuestionable como se explicó en la Introducción, da una idea preliminar no rigurosa de la contribución que se obtiene al pasar de un sistema “sólo electricidad” (25.7 MW) a uno “electricidad + calor” (66 MW), con un gran aumento del vector “calor”, de menor valor que el vector “electricidad”. Sin embargo, si el vector “calor” es obtenido consumiendo gas natural, estará utilizando un “recurso de alta calidad” y la caldera que lo utiliza, estará degradando inútilmente tal calidad hasta la correspondiente al vector calórico que debe producir. El rendimiento térmico global es bajo, y podría ser mejorado fácilmente si se encontrara una demanda mayor de vapor para usos calóricos. En efecto, si se observa la *Figura 1*, se ve que el pinch point es de 69.3°C, valor muy conservador, siendo posible recuperar 66 Ton/h de vapor sin necesidad de combustión suplementaria, reduciéndose el pinch point a 31.1°C, siendo éste un valor aceptable. De satisfacer una demanda de 66 Ton/h de vapor, supuesto que existiera, el rendimiento térmico global aumentaría a 78.4%, sin otra consecuencia que la de tener que diseñar las superficies de transferencia del HRSG para las nuevas condiciones de mayor producción de vapor. Resulta de inmediato, la importancia de contar en el task force con un integrante con experiencia en los procesos y formas operativas de la Planta que constituye el “heat sink” del proyecto, de la existencia de corrientes a calentar, en la búsqueda de todas aquellas cuya implementación contribuyera a mejorar las performances del sistema.

Si se comparan estos resultados con los del caso tradicional (caldera convencional) se ve que el sistema de cogeneración tiene un consumo mayor en:

$$91.75 - 50.66 = 41.1 \text{ MW} \quad (4)$$

Con lo que se obtiene una potencia eléctrica neta de 25.7 MW, o sea con una eficiencia de generación marginal del 62 % (eficiencia eléctrica de la cogeneración), a pesar de que el rendimiento eléctrico del turbogruppo considerado es del 28,2%, uno de los menores en eficiencia de entre los actualmente existentes. Este valor, 62%, no debe ser tomado como valor absoluto, es válido sólo para comparar sistemas entre ellos para los mismos valores de referencia.

Debe tenerse en cuenta que la calidad del sistema no aumenta con la “producción” de mayores cantidades de calor, sino con esta magnitud afectada por la relación de las eficiencias de producción de electricidad y de calor de referencia (rendimiento FI), que para los valores adoptados siguientes:

Eficiencia de la generación eléctrica convencional	35%
Eficiencia de la generación de vapor convencional	80%
Relación entre ambas eficiencias;	43,75%

El rendimiento térmico global η_{global} , del 71.9%, valor que debe considerarse bajo respecto a lo que es posible lograr, es consecuencia de las siguientes circunstancias:

1. La eficiencia del turbogruppo PG 5371PA es baja, (la menor entre las unidades consideradas) y su temperatura de gases de escape, sin ser baja, no es alta.
2. La recuperación de calor en el HRSG está limitada por la magnitud de la demanda calórica, lo que es evidenciada por el elevado valor del pinch point, o sea la mínima diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío que intercambian calor, que en este caso es de cerca de 70°C. La TG es demasiado grande para la demanda de vapor

que ha sido planteada y los gases escapan por la chimenea del HRSG a 186.4°C, que se reduce a 139°C si la producción de vapor fuera de 66 Ton/h. Una demanda aún mayor de vapor puede ser lograda en la condición “fired” del HRSG, mejorará la recuperación de calor del HRSG y consecuentemente el rendimiento global del sistema, aunque reduciendo el índice W / Q, que junto con el rendimiento global definen la calidad del sistema.

- Existen fuertes irreversibilidades, que implican posibilidades de mejoras conceptualmente termodinámicas, no consideradas en esta aplicación. Se recuerda que “posibilidades” no necesariamente implica “factibilidad de implementación”; en general la implementación de mejoras de diseño implica mayor monto de inversión, y frecuentemente mayor complejidad y operación más cuidadosa. En efecto, si bien las irreversibilidades térmicas que ocurren en la caldera de recuperación son menores que en una caldera convencional, generalmente son todavía considerables, aunque en la mayoría de los casos de aplicación real, no es fácil encontrar una solución práctica y económicamente factible.

Corridas del modelo para fines comparativos

En la *Tabla 1* se da el resumen de las corridas del modelo en la forma en que se hicieron (sin ordenar), para varios tipos de turbogrupos, apuntando a que la producción de vapor contemple la demanda prevista de 57.5 Ton/h de vapor saturado de 8 bar. En la *Tabla 2* se da una descripción de los valores de diseño que el modelo calcula. Las corridas se hicieron para 21 casos, comenzando por la turbina de menor potencia de 16.6 MW hasta unidades de 42 MW. En los casos en que la capacidad calórica de los gases de escape es insuficiente para la generación de 57.5 Ton/h de vapor, se recurre a la combustión suplementaria, y por el contrario, en caso de excedentes de calor respecto a lo necesario, se ha evaluado la mayor generación de vapor, lo que tiene sentido práctico sólo si existiera una demanda para el mismo. En el caso de la unidad PG 5371 PA, la energía calórica recuperable excede la demanda por lo que este excedente al no poder ser utilizado se pierde con la consecuencia del bajo rendimiento comentado. Pero si la demanda pudiera ser aumentada a 66 Ton/h, se estaría llegando al límite del caudal generable de vapor con un pinch point de 31.1°C.

En la *Tabla 3* se muestran los datos de salida del modelo ordenadas por los rendimientos FI, (correlacionado con el ahorro porcentual de recursos), en sentido decreciente para las 21 alternativas consideradas. Los rendimientos de referencia son los indicados arriba, con una relación de 43.75%. El ordenamiento es adecuado, y aplicable a la evaluación de las alternativas presentadas por el ahorro porcentual de recursos, en otras palabras, de la calidad del sistema, aclarando que no es el único criterio de evaluación a considerar. Ellos deben incluir por ejemplo la relación de compresión que puede hacer necesario un compresor booster de gas natural si el mismo llega a una presión insuficiente, dimensiones compatibles con los espacios disponibles, confiabilidad y disponibilidad de la máquina, costos y paradas de mantenimiento, etc. y especialmente los costos que definen la factibilidad económico financiera del proyecto.

Corrid Número	Orden Mérito	Gvapor Ton/h	Turbogrup Tipo	W _{net} MW	Rend. TG	G _{gases} kg/s	T _{gases} °C	T _{máx} °C	T _{chime} °C	Q _{net} MW	Combust, MW TG Total	Pinch °C	Ahorro Recur	Rendim Total	W/Q Sk
13	1	57,5	RB211-6761DLE	31,4	39,0%	93,6	506	530	135	40,3	81,1 83,6	34,6	40,3%	85,7%	0,78
19	2	57,5	LM6000PC	41,9	41,4%	127,6	439	439	147	40,3	102,0 102,0	27,4	40,1%	80,8%	1,04
20	3	70	LM6000PC	41,9	41,4%	127,6	439	490	136	49,0	102,0 109,4	27,8	39,6%	83,1%	0,86
10	4	57,5	RB211-6762DLE	28,8	37,3%	94,9	496	525	136	40,3	77,7 80,8	34,0	39,1%	85,5%	0,72
21	5	80	LM6000PC	41,9	41,4%	127,6	439	535	132	56,0	102,0 115,9	32,9	38,9%	84,5%	0,75
6	6	57,5	MFT8	26,2	38,3%	85,5	467	560	129	40,3	68,7 77,8	34,9	37,8%	85,3%	0,65
8	7	57,5	RB211-6562DLE	26,9	35,9%	90,9	503	540	134	40,3	75,4 79,2	35,3	37,7%	84,8%	0,67
9	8	57,5	GT 10 C	28,4	35,7%	90,4	521	540	132	40,3	80,2 82,1	33,6	37,5%	83,6%	0,71
7	9	57,5	H-25	26,9	33,5%	87,3	558	558	136	40,3	80,8 80,8	40,9	36,4%	83,1%	0,67
3	10	57,5	GT 10 B	24,2	33,9%	79,8	546	600	140	40,3	72,0 76,9	51,8	35,6%	83,8%	0,60
15	11	90	PG6561 B	38,7	31,6%	143,1	535	535	131	63,0	123,5 123,5	31,9	34,8%	82,4%	0,61
12	12	67	MF-221	29,3	31,7%	107,1	536	536	134	46,9	93,1 93,1	34,9	34,6%	81,8%	0,63
17	13	92	PG6581 (B)	41,1	31,8%	139,9	551	551	129	64,4	130,4 130,4	33,7	34,2%	81,0%	0,64
18	14	57,5	PG6591 C	41,4	35,9%	116,1	577	577	265	40,3	115,8 115,8	149,5	31,3%	70,5%	1,03
11	15	57,5	MF-221	29,3	31,7%	107,1	536	536	193	40,3	93,1 93,1	83,3	30,6%	74,7%	0,73
5	16	66	PG5371 PA	25,7	28,2%	121,5	490	490	140	46,2	91,8 91,8	31,1	30,1%	78,4%	0,56
1	17	57,5	GT 35 C	16,6	31,9%	91,6	377	540	137	40,3	52,4 69,3	37,9	29,1%	82,1%	0,41
2	18	57,5	LM2500PE	22,5	33,7%	65,9	467	680	128	40,3	67,4 83,6	56,5	27,1%	75,1%	0,56
4	19	57,5	PG5371 PA	25,7	28,2%	121,5	490	490	186	40,3	91,8 91,8	69,3	25,9%	71,9%	0,64
14	20	57,5	PG6561 B	38,7	31,6%	143,1	535	535	281	40,3	123,5 123,5	154,8	23,3%	64,0%	0,96
16	21	57,5	PG6581 (B)	41,2	31,8%	139,9	551	551	292	40,3	130,4 130,4	166,9	22,4%	62,5%	1,02

Tabla 3: Corridas del modelo ordenadas por ahorro de recursos % (columna 10) de mayor a menor

Como puede observarse, el máximo ahorro de recursos que pueden obtenerse con las alternativas consideradas excede de 40%, mientras que para la unidad PG 5371PA alcanza a 25.9% si se genera 57.5 Ton/h de vapor (40.26 MW_t), y 30.1% si se genera y usa las 66 Ton/h de vapor (46.1 MW_t).

Es interesante observar también, que el mejor sistema es el implementado con el turbogrupos Rolls Royce RB 211 6761 DLE, que tiene un rendimiento eléctrico del equipo del 39%. Sin embargo, supera a la GE. LM 6000 PC del 41.4% con una ventaja del 2.4% que es considerable. La razón de esto se relaciona con la temperatura de los gases de escape, de 439°C en la LM 6000, y de 506.5°C en la RB 211, y una capacidad calórica más adecuada a la demanda térmica del usuario de calor, en cantidad y temperatura.

Mejoras que pueden ser planteadas para tratar de lograr mayor ahorro de recursos

El análisis previo da puntos de referencia para investigar desde allí, las diferentes mejoras que pueden ser aplicadas al diseño del sistema. Acorde a lo mencionado arriba, es posible en un primer intento, conservar el esquema conceptual del sistema y actuar sobre las características de las unidades TG disponibles en el mercado, lo que es fácilmente realizable puesto que se utiliza el mismo modelo que ha sido utilizado para el caso descripto arriba.

Naturalmente, esto es lo que se debe hacer, buscando TGs de mejor rendimiento, de menor potencia térmica de los gases de escape combinado con una mayor temperatura, lo que implica una menor capacidad calorífica (producto del calor específico de los gases de combustión por su caudal másico), lo que permite un mayor enfriamiento del fluido caliente para la misma cantidad de calor recuperada, y poder llegar a la chimenea a una temperatura de cerca de 100°C si no existiera el problema de corrosividad al condensar el vapor de agua contenido en los gases de chimenea. Esto es válido para los casos de demandas térmicas relativamente bajas, si por el contrario son muy elevadas se deberán buscar turbogrupos cuyos gases de escape tengan elevadas temperaturas y simultáneamente una capacidad calorífica suficiente.

La condición termodinámicamente ideal de transferencia de calor entre dos fluidos es aquella en la que es posible hacerlo sin diferencial de temperaturas, lo cual es imposible de lograr en la práctica. Pero indica el camino a seguir en los procesos en que se quiere transferir calor y exergía, minimizando irreversibilidades. La transferencia de exergía es de interés si existe la posibilidad de que el fluido receptor pueda ser ingresado a un sistema que transforme la mencionada exergía en energía en la forma de trabajo mecánico, una turbina de vapor por ejemplo. Esto es técnicamente factible, pero desde el punto de vista de su viabilidad económico financiera es necesario evaluarlo cuidadosamente por cuanto implican costos de capital importantes (los proyectos de conversión energética son emprendimientos de capital intensivo).

La combustión suplementaria está contraindicada desde el punto de vista de la eficiencia energética, no obstante puede ser imprescindible para dotar al sistema la flexibilidad operativa necesaria, y en algunos casos y en pequeñas cantidades, puede servir para mejorar el rendimiento global, aunque no a la calidad del sistema. Sin embargo, la obtención de cantidades moderadas de vapor en exceso a la capacidad “unfired” del HRSG mediante la combustión suplementaria es preferible a poner en servicio una caldera convencional complementaria puesto que el combustor suplementario opera sin necesidad de agregar aire de combustión, por lo que su eficiencia de generación marginal de vapor es muy próxima al 100%.

CONCLUSIONES

Los sistemas de cogeneración con turbina de gas y calderas de recuperación son simples, implican inversiones comparativamente reducidas, cuyo esquema conceptual debe ser formulado con el auxilio de un integrante del task force que aporte los conocimientos específicos de la planta demandante de calor tanto en procesos como en operación. A partir de ellos es posible definir las alternativas a ser analizadas con turbogrupos disponibles en el mercado, mediante un modelo de diseño, cuyos resultados permiten tener una primera visión de lo que es posible lograr.

La disponibilidad de la información del ciclo que el modelo suministra, permite el conocimiento conceptual del sistema, con el que en muchos casos es posible detectar posibilidades que no serán apreciadas si el uso del modelo se limita a solo correrlo sin el correspondiente análisis.

Si con el esquema conceptual TG + HRSG de una presión no se alcanzan las expectativas de una solución que pudiera ser considerada satisfactoria en términos termodinámicos (reducción de irreversibilidades), el esquema conceptual puede ser elaborado para lograr un sistema de mayor calidad, aunque seguramente esto aumentará la complejidad y costo del mismo.

REFERENCIAS:

- Fushimi, A. “Cogeneración con turbina de gas, aplicación al calentamiento indirecto de aire para secado de malta”. Tesis de Magister en Ingeniería, UNLP, 1999. <http://sedici.unlp.edu.ar>, Facultad de Ingeniería, Departamento de Mecánica, publicación ARG-UNLP-TPG0000000062, Capítulo 2.
- Gas Turbine World, GTW Handbook 2005.
- Fushimi, A.; Zárate, L.; Moreda, M.; Hall, M.; Gómez, M. Análisis de alternativas de sistemas de cogeneración con turbogrupos de gas y calderas de recuperación de dos presiones.

ABSTRACT

The quality of the integrated systems that produce two energetic vectors of heterogeneous qualities, with view to a comparison among them requires of qualitative indicators. Those are pointed out shortly. Starting from the development of the gas turbine (TG) as the engine for thermoelectric generation, and according to the teachings of the Thermodynamics, this type of units has been constituted in the most suitable thermal machine as topping of the cogeneration thermal cycle, that can be formulated with different levels of complexity, quality, and cost. The specificity of these projects gives origin to different conceptual outlines, from which in presently work the most simple GT + single steam pressure recovery boiler (HRSG) Cogeneration System has been selected. Through their design modelling and computer running it is possible to the analyst to determine their performances, and with them to search to ways that lead to better solutions for the case in analysis. Conclusions that derive of the carried out study are enunciated.

Keywords: Cogeneration with gas turbine. CHP. Energy efficiency. Efficient conversion.